



(19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND

DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

(12) **Offenlegungsschrift**
(10) **DE 197 55 307 A 1**

(51) Int. Cl. 6:
B 60 K 17/24
F 16 C 27/06

Mit Einverständnis des Anmelders offengelegte Anmeldung gemäß § 31 Abs. 2 Ziffer 1 PatG

(71) Anmelder:	(72) Erfinder:
Daimler-Benz Aktiengesellschaft, 70567 Stuttgart, DE	Schröder, Rolf, Dipl.-Ing., 70619 Stuttgart, DE; Wörner, Günter, Dipl.-Ing., 71394 Kernen, DE
	(56) Entgegenhaltungen: DE 35 11 480 C1 DE-PS 20 61 625 DE-PS 7 23 596 DE 1 96 05 859 A1 DE 43 40 607 A1 DE 40 33 592 A1 DE 37 01 887 A1 DE 81 12 477 U1 DE 81 00 855 U1 US 44 21 187 JP 08-028557 A., Pat. Abstr. of Japan;

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

(54) Antriebswellenanordnung für Kraftfahrzeuge, insbesondere Personenkraftwagen
 (57) Für eine Antriebswellenanordnung bei Kraftfahrzeugen mit im Zugang zu einer Radwelle liegender Zwischenwelle und Lagerung der Zwischenwelle über ein Zwischenlager wird vorgeschlagen, das Zwischenlager elastisch derart abzustützen, daß unterschiedliche Steifigkeiten in zueinander senkrechten Richtungen gegeben sind.

DE 197 55 307 A 1

DE 197 55 307 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Antriebswellenanordnung für Kraftfahrzeuge, insbesondere Personenkraftwagen mit zwischen den Rädern einer Achse angeordneter, einen zur Längsmittellebene des Fahrzeuges versetzten Abtrieb aufweisender Antriebeinheit gemäß dem Oberbegriff des Anspruches 1.

Antriebswellenanordnungen dieser Art sind aus der Praxis bekannt. Die zwischen den Rädern einer Achse angeordnete Antriebeinheit ist dabei durch eine querliegende Motor-Getriebeeinheit gebildet, die bezogen auf die Längsmittellebene des Fahrzeuges zu einer asymmetrischen Anordnung des Getriebeabtriebes führt, welche eine Zwischenwelle bedingt, wenn die über Gelenke an die Räder angeschlossenen Radantriebswellen gleich lang ausgeführt werden. Diese Zwischenwelle muß radial und axial gestützt werden, wenn die Wellenflucht garantiert werden soll, da im Fahrbetrieb über die gelenkig mit der Zwischenwelle verbundene Radantriebswelle in axialer und in radialer Richtung wirkende Kräfte auf die Zwischenwelle ausgeübt werden. Diesen aus dem Fahrbetrieb resultierenden Kräften sind weitere Kräfte überlagert, die durch die Rotation der Radantriebswelle bedingt sind. Ferner sind ausgehend von der Antriebeinheit, bedingt durch deren bewegliche Aufhängung innerhalb des Fahrzeugaufbaus sowie auch durch von dieser ausgehende Schwingungen Beanspruchungen der Lagerung der Zwischenwelle gegeben, die Schwingungen und Geräusche auslösen, welche sich auf den Fahrkomfort negativ auswirken.

Dem versucht man bei den bekannten Lösungen dadurch zu begegnen, daß das die Zwischenwelle im Übergangsreich zur Radantriebswelle abstützende Zwischenlager elastisch abgestützt wird, wobei über einen das üblicherweise als Rillenlager ausgebildete Zwischenlager umschließenden Gummimantel eine Körperschallisolierung gegenüber dem das Zwischenlager aufnehmende Lagerflansch erreicht werden soll. Der Gummimantel ist bei den bekannten Lösungen entweder als Vollmantel ausgebildet oder weist in Umfangsrichtung verlaufende Auschnürrungen auf, so daß sich ein quasi aus Segmenten bestehender Mantel ergibt. Beiden Lösungen ist gemeinsam, da sie bezogen auf die Achse des Lagers symmetrisch aufgebaut sind, so daß sich eine Feder-Kennlinie ergibt, die richtungsunabhängig einen konstanten Wert aufweist, wobei die Steigung der Federlinie in Abhängigkeit von der Steifigkeit des Mantels bestimmbar ist.

Durch eine solche Ausgestaltung der Antriebswellenanordnung und die bei dieser vorgesehene elastische Abkopplung läßt sich ein Großteil der Schwingungen abbauen bzw. isolieren, so daß über den gesamten Drehzahlbereich ein guter Schwingungskomfort entsteht. Die elastische Abstützung und die damit erreichte Abkopplung bringt für das Stützlager aber nicht nur eine Körperschallisolierung, sondern bedingt auch einen Freiheitsgrad mit der angekoppelten Masse, die durch das Gelenk und die Wellen gebildet ist, als zusätzlichem Swinger. Dieser besitzt eine Eigenfrequenz, die im normalen Fahrbetrieb zu unangenehmen Resonanzgeräuschen führen kann.

Entsprechende elastische Lagerabstützungen in geteilten Wellenzügen sind auch für die Mittellager der Längswellen von Kraftfahrzeugantrieben, so beispielsweise zwischen frontseitigem Motor und der Hinterachse zugeordnetem Ausgleichsgetriebe bekannt, wobei das Mittellager im Falle der DE-PS 20 61 625 als elastischen Mantel einen zwischen Lagerausring und Lagergehäuse angeordneten quasi segmentierten elastischen Ring aufweist.

Im Falle der DE 40 33 592 A1 versucht man die elastische Abkopplung im Bereich des Mittellagers der Längs-

welle dadurch zu erreichen, daß die Welle mit einem elastischen Mantel versehen wird, gegenüber dem der Innenring des Mittellagers abgestützt ist wobei davon ausgegangen wird, daß eine solche Lösung im Sinne der Körperschallisolierung ebenfalls zu befriedigenden Ergebnissen führt, zusätzlich aber Erleichterungen in der Montage erbringt, da die elastische Abstützung der Längswelle gegenüber dem Innenring des Zwischenlagers die Möglichkeit bietet, Toleranzen zwischen diesen Teilen auszugleichen und auf eine paßgenaue Bearbeitung der Längswelle im Lagerbereich zu verzichten.

Kommt es bei solchen bekannten Lösungen durch die elastische Abstützung des Zwischenlagers oder gegenüber dem Zwischenlager zu Resonanzen, so begegnet man dem durch die Verwendung anderer elastischer Materialien, so beispielsweise hochdämpfender Elastomer-Mischungen oder durch Veränderung der radialen Steifigkeit des Mantels mit dem Ziel, die Resonanzamplitude abzubauen oder die Resonanz in einen weitgehend unkritischen Fahrbereich zu verlegen. Damit können Resonanzeffekte fallweise verringert oder zumindest im günstigen Sinne beeinflußt werden, meist aber verbunden mit einer Verschlechterung der Körperschallisolierung. Dies steht im Widerspruch zu dem übergeordneten Ziel eines möglichst hohen Fahrkomforts.

Durch die Erfindung soll eine Lösung aufgezeigt werden, wie sich solche Resonanzen ohne Hинbußen bei der Körperschallisolierung vermeiden lassen, wobei in Nutzung der diesbezüglichen Grundidee auch Wege aufgezeigt werden sollen, wie an fertigen Fahrzeugen auftretende Resonanzen dieser Art im Servicebereich bei geringem Aufwand beseitigt oder doch zumindest wesentlich reduziert werden können.

Gemäß der Erfindung wird dies durch die Merkmale des Anspruches 1 erreicht, nämlich eine Ausgestaltung der elastischen Abstützung derart, daß in zueinander senkrechten Richtungen, insbesondere in Richtung der beiden Hauptkoordinaten unterschiedliche Steifigkeiten gegeben sind.

Treten bei der erfundungsgemäßen Ausgestaltung der elastischen Abstützung Schwingungen auf, so tun sie dies an der Lagerstelle in der Regel als Koppelung. Die Welle macht dabei eine kreisende oder räumliche Bewegung um die Rotationsachse und das Schwingungssystem reagiert als nicht linearer Swinger. Hierdurch wird die Erzeugung einer Resonanz vermieden, und die Schwingungsübertragung im resonanzkritischen Bereich ist nicht mehr vorhanden. Damit ist durch die Erfindung eine Lösung verwirklicht, die bei elastischer Lagerausführung eine Körperschallisolierung ohne den Nachteil einer zusätzlichen Resonanz ermöglicht.

Unterschiedliche Steifigkeiten in zueinander senkrechten Richtungen können im Rahmen der Erfindung von vornherein vorgesehen werden oder auch nachträglich dadurch realisiert werden, daß steifigkeitsverändernde Hilfsmittel in den elastischen Mantel eingesetzt werden, was in besonders einfacher Weise dann möglich ist, wenn der Mantel Ausnehmungen aufweist, die das Einfügen solcher steifigkeitsverändernder Hilfsmittel gestatten.

Weitere Einzelheiten und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus den Ansprüchen. Die Erfindung wird im folgenden ergänzend anhand von Ausführungsbeispielen erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 im Schema den Vorderachsberich eines Fahrzeuges mit quer eingebauter Antriebeinheit und Antrieb der Räder der Achse über Radwellen, deren eine über eine Zwischenwelle mit dem Abtrieb der Antriebeinheit verbunden ist,

Fig. 2 eine Schnittdarstellung durch die Zwischenwelle im Übergang zur Radwelle abstützende Zwischenlager, wobei das Zwischenlager in einem Lagergehäuse über

einen elastischen Mantel gehalten ist

Fig. 3 eine schematisierte Ansicht des Zwischenlagers gemäß **Fig. 2**, in Richtung des Pfeiles III gesehen,

Fig. 4 eine der **Fig. 3** entsprechende Darstellung mit einer abweichenden Gestaltung des das Lager abstützenden elastischen Mantels,

Fig. 5 die unterschiedlichen Federraten der mantelartigen, elastischen Abstützungen der Zwischenlager gemäß **Fig. 3** und **4** in einem rechtwinkligen Koordinatensystem, wobei die Darstellungen gemäß **Fig. 1** bis **5** zum Stand der Technik gehörende, bekannte Lösungen repräsentieren,

Fig. 6 in einer der **Fig. 3** entsprechenden Darstellung eine Ausgestaltung des elastischen Mantels des Zwischenlagers mit einem in eine der Ausnehmungen des Zwischenlagers eingesetzten hartelastischen Dämpfungselement,

Fig. 7 die Federraten des elastischen Mantels des Zwischenlagers gemäß **Fig. 6** für kleine Wege in x- und y-Richtung,

Fig. 8 und **9** den **Fig. 6** und **7** entsprechende Darstellungen mit unterschiedlicher Anordnung hartelastischer Dämpfungselemente,

Fig. 10 eine weitere der **Fig. 3** entsprechende Darstellung, wobei hartelastische Dämpfungselemente in Rollenform vorgesehen sind,

Fig. 11 einen Schnitt gemäß Linie XI-XI in **Fig. 10**, und

Fig. 12 bis **17** den **Fig. 6** und **7** entsprechende Darstellungen elastischer Zwischenlager mit unterschiedlicher Ausbildung der Elemente, über die unterschiedliche Steifigkeiten der elastischen Abstützung in zueinander senkrechten Richtungen erreicht werden.

Fig. 1 zeigt in Längsansicht die Umrisse eines Personenkraftwagens **1** und darin eingezeichnet in stark schematisierter Darstellung die Antriebseinheit **2** für die Vorderachse dieses Wagens, dessen Vorderräder mit **3** und **4** bezeichnet sind. Die Vorderräder **3** und **4** sind angetrieben über Radwellen **5** und **6**, die mit den Rädern **3** und **4** über Gelenke **7** und **8** verbunden sind. Die Verbindung zur Antriebseinheit erfolgt über Gelenke **9** und **10**. Die Antriebseinheit **2** umfaßt einen beispielsweise als Brennkraftmaschine ausgebildeten Motor **11**, ein Getriebe **12** und ein Ausgleichsgetriebe **13**, von dem aus der Abtrieb erfolgt. Infolge des Quereinbaus der Antriebseinheit **2** liegt das Ausgleichsgetriebe **13** zur Längsmittellebene **14** des Personenkraftwagens **1** seitlich versetzt, und zwar in Richtung auf das Rad **3**, so daß, um mit gleichlangen Radwellen **5** und **6** arbeiten zu können, in der Abtriebsverbindung vom Ausgleichsgetriebe **13** zur Radwelle **6** eine Zwischenwelle **15** angeordnet werden muß, die nahe dem Gelenk **10** der Radwelle **6** über ein Zwischenlager **16** geführt ist, das im Ausführungsbeispiel als Rillenkugellager ausgeführt ist und über einen Lagerträger **17** gegen die Antriebseinheit **2** abgestützt ist. Der Lagerträger **17** umfaßt ein Lagergehäuse **18**, das den Außenring **19** des Zwischenlagers **16** mit Abstand umschließt und zwischen dem und dem Außenring **19** eine elastische Abstützung **20** für das Zwischenlager **16** angeordnet ist.

Diese elastische Abstützung **20** bildet quasi einen das Zwischenlager **16** umschließenden Mantel, der bei den zum Stand der Technik gehörenden Lösungen gemäß **Fig. 2** bis **5** im Falle der Ausgestaltung gemäß **Fig. 3** als Vollmantel **21** und im Falle der Ausgestaltung gemäß **Fig. 4** als mit in Umfangrichtung verlaufenden Aussparungen **22** ausgebildeter Mantel **23** gestaltet ist. In dieser Gestaltung besteht der Mantel **23** quasi aus einzelnen Segmenten **24**, wobei sich u. a. fertigungsbedingt auch im Bereich der Aussparungen **22** angrenzend an den Außenring **19** oder den Umfang des Lagergehäuses **18** Brücken, insbesondere dünnwandige Brücken aus elastischem Material ergeben können.

Beiden bekannten Lösungen (**Fig. 3** und **Fig. 4**) ist ge-

meinsam, daß der Mantel **21** bzw. **23** symmetrisch zur Lagerachse **25** aufgebaut ist, und daß die Steifigkeit der durch den Mantel gebildeten elastischen Abstützung richtungsunabhängig jeweils einen konstanten Wert bildet, somit bezogen auf ein Koordinatensystem gemäß **Fig. 5** sowohl in Richtung der x- wie auch in Richtung der y-Achse gleiche Steifigkeit aufweist. Von den in **Fig. 5** aufgetragenen Federkennlinien entspricht die Kennlinie **26** einer Ausgestaltung gemäß **Fig. 3** mit Vollmantel **21** und die Kennlinie **27** einer Ausgestaltung gemäß **Fig. 4** mit einem Mantel **23**, und der Aussparungen **22** aufweist.

Die Ausgestaltungen gemäß den **Fig. 6** bis **17** betreffen erfundungsgemäße Lösungen, bei denen in Abweichung zu den aus dem Stand der Technik bekannten Lösungen elastische Abstützungen **20** Verwendung finden, bei denen die Kennlinien bezogen auf verschiedene Koordinatenrichtungen voneinander abweichende Verläufe aufweisen, um durch unterschiedliche Radialsteifigkeiten Resonanzerscheinungen zu vermeiden oder doch zumindest zu reduzieren, die bedingt durch die Verwendung einer körperschallisolierenden elastischen Abstützung **20** im Fahrbetrieb ausgehen vom Fahrwerk und/oder vom Motor auftreten können.

Bei der Ausgestaltung gemäß **Fig. 6** ist bezogen auf das eingezeichnete x-, y-Koordinatensystem eine Aussteifung des Mantels **28** in positiver x-Richtung durch eine Dämpfungselement **29** erreicht, das als Füllkörper mit radialem Abstand zur inneren und äußeren Begrenzung des Mantels **28** in eine entsprechende Aussparung des Mantels eingesetzt ist, wobei im Ausführungsbeispiel das Dämpfungselement **29** in offener Verbindung zum Weichelastomer des Mantels **28** steht, also nicht in diesen einvulkanisiert ist. Im Rahmen der Erfindung ist es allerdings auch möglich, das Dämpfungselement **29** einzuvulkanisieren. Die entsprechenden Federkennlinien in **Fig. 7** beziehen sich auf die Lösung mit nicht einvulkanisiertem, also in offener Verbindung zum Weichelastomer des Mantels **28** stehenden Dämpfungselement **29**. Wird das Dämpfungselement **29** einvulkanisiert, so ist auch eine stärkere Verhärtung in y-Richtung und in negativer x-Richtung gegeben. Der Grad dieser Verhärtung kann dadurch gesteuert werden, daß bei der Vulkanisation eine teilweise offene Verbindung zwischen Dämpfungselement und Weichelastomer geschaffen wird, was mit Hilfe von Trennmitteln im Vulkanisationsprozeß möglich ist.

Fig. 8 und **9** beziehen sich auf eine Lösung, bei der auch in negativer y-Richtung eine Verhärtung des elastischen Mantels **30** durch ein Dämpfungselement **31** vorgenommen wird, ergänzend zu einer in positiver x-Richtung vorgenommenen Verhärtung durch ein Dämpfungselement **32**, wobei das Dämpfungselement **32** in Abweichung zum Dämpfungselement **29** gemäß **Fig. 6** nicht in Umlangsrichtung des Mantels verläuft, sondern parallel zur y-Achse. Die mit einer solchen Lösung erzielten Federkennlinien sind in **Fig. 9** veranschaulicht, wobei auch für diesen Fall davon auszugehen ist, daß das Dämpfungselement **31** in offener Verbindung zum Elastomer des Mantels **30** steht und beispielsweise in einen mit einer entsprechenden Ausnehmung, analog zu den Ausnehmungen **33**, versehenen Mantel eingeschoben wird, um eine Versetzung des Systems zu erreichen, wenn sich beispielsweise eine solche Notwendigkeit im Servicebereich ergibt, um ein Fahrzeug, das beispielsweise aufgrund ungünstiger Toleranzenpaarungen zu Resonanzen neigt, entsprechend nachzubessern. Das Dämpfungselement **32** steht im vorliegenden Fall ebenfalls in offener Verbindung zum Weichelastomer, könnte aber im Rahmen einer weiteren erfundungsgemäßen Ausgestaltung in das Weichelastomer des Mantels **30** auch einvulkanisiert sein, und zwar ganz oder teilweise.

Fig. 10 und 11 zeigen eine Lösung, bei der wie in den vorhergehenden Fällen ein Mantel 34 aus einem Weichelastomer vorgesehen ist und dieser Mantel 34 in negativer und y-Richtung durch Ausnehmungen 35 in seiner Steifigkeit reduziert ist. Im wesentlichen im gegenüberliegenden Umfangsbereich ist eine Versteifung des elastischen Mantels 34 durch eingesetzte Dämpfungselemente 36 vorgenommen wobei diese Dämpfungselemente 36 hülsenförmig ausgestaltet sind und beispielsweise hartelastisch oder gar starr ausgebildet sind. Wie Fig. 11 zeigt, sind die hülsenförmigen Dämpfungselemente 36 mit zur Lagerachse paralleler Achse angeordnet und weisen an beiden Stirnseiten Bunde 37 auf, mit denen sie die Stirnseite des aus Weichelastomer bestehenden Mantels 36 übergreifen.

Eine solche Lösung bietet sich insbesondere an, wenn beispielsweise im Servicebereich eine entsprechende Verstimmung des Schwingungssystems vorgenommen werden soll, und gegebenenfalls ohne Austausch des Zwischenlagers vorgenommen werden soll. In einem solchen Fall kann ein hülsenförmiges Dämpfungselement in eine nachträglich in das Weichelastomer des Dämpfungselementes 36 eingebrachte Öffnung gegebenenfalls eingeknüpft werden wobei auch Lösungen denkbar sind, bei denen das hülsenförmige Dämpfungselement was in Fig. 11 nicht gezeigt ist, geteilt ist und aus zwei Teilelementen besteht, die von gegenüberliegenden Stirnseiten in die entsprechende Öffnung im Mantel 36 eingeschoben und beispielsweise im montierten Zustand gegeneinander verrastet werden. Hierfür können Schnappverbindungen oder dergleichen am hülsenförmigen Dämpfungselement 36 vorgesehen werden.

Fig. 12 und 13 betreffen eine Lösung, bei der der mit 38 bezeichnete weichelastische Mantel mit Aussparungen 39 versehen ist, die sich in Umfangsrichtung erstrecken, wobei sie bezogen auf das eingezzeichnete Achsenkreuz einander gegenüberliegend in x-Richtung und in negativer y-Richtung vorgesehen sind. Gegenüberliegend zu der in negativer y-Richtung angeordneten Aussparung 39 ist der Verformungsweg des weichelastischen Mantels 38 durch einen Anschlag 40 begrenzt, der durch einen gegen das Lager 16 ausgestellten, straßenzförmigen Umfangsabschnitt des Lagergehäuses 18 gebildet ist, wobei der den Anschlag 40 bildende Streifen in Umfangsrichtung des Gehäuses freigeschnittene Kanten aufweist. Die Darstellung gemäß Fig. 13 zeigt, daß der Anschlag 40 als den positiven linearen Verformungsbereich 41 begrenzender Offset-Anschlag wirkt, über den sich ein sehr steiler Federkennlinienanstieg erreichen läßt.

Fig. 14 zeigt in Verbindung mit Fig. 15 in weiterer Ausgestaltung der Lösung gemäß Fig. 12 neben einem in positiver x-Richtung wegbegrenzenden Anschlag 40 (Offset-Anschlag) die Verwendung eines hartelastischen Vorspannungselementes 42, das in positiver y-Richtung in den Mantel 43 eingebettet ist. Wie Fig. 15 verdeutlicht, ist über das Vorspannungselement 42 das Lager 16 in der Ruheposition in negativer y-Richtung belastet, steht also unter einer negativen Vorspannung 44. Fig. 14 und 15 veranschaulichen, daß die Federkennlinien durch die erfindungsgemäßen Dämpfungselemente bzw. Anschlägen in weitem Umfang verändert werden können, so daß mit Ausgestaltungen gemäß der Erfindung in Verbindung mit der Zwischenlagerung von Zischenwellen 15 auftretenden Schwingungsproblemen unterschiedlichster Art Rechnung getragen werden kann.

Fig. 16 und 17 betreffen eine Ausgestaltung, bei der ein Mantel 45 vorgesehen ist der über seinen Umfang praktisch gleichbleibenden Querschnitt aufweist, beispielsweise Rechteckquerschnitt, so daß sich über den Umfang eine volle Mantelstütze ergibt. Quer zur positiven x-Achse ist der Mantel 45 in Umfangsrichtung mit einem Schlitz 46 verse-

hen, durch den der Mantel 45 in einen radial inneren und radial äußeren Mantelbereich 47 und 48 aufgeteilt wird, wobei mit der Schlitzung im wesentlichen keine Veränderung des Gesamtquerschnittes verbunden ist. Fig. 17 veranschaulicht, 5 das die Auf trennung des Mantels 45 über den Schlitz 46 in negativer x-Richtung zu einer Federkennlinie geringerer Steifigkeit führt, so daß auch auf diesem Wege, gegebenenfalls ergänzend zu Ausnehmungen, Anschlägen und eingesetzten oder einsetzbaren Dämpfungselementen Einfluß im 10 Sinne einer Verringerung von Resonanzerscheinungen, also im Sinne einer Systemverstimmung genommen werden kann.

Patentansprüche

1. Antriebswellenanordnung für Kraftfahrzeuge, insbesondere Personenkraftwagen mit zwischen den Rädern einer Achse angeordneter, einen zur Längsmittellebene des Fahrzeugs versetzten Abtrieb aufweisender Antriebeinheit und anschließend an die Räder vorgeschenen, gleiche Länge aufweisenden und an beiden Enden über Gelenke angeschlossenen Radantriebswellen, deren eine mit ihrem radfernen Ende mit einer in der Verbindung zum Abtrieb liegenden Zwischenwelle verbunden ist, die im Anschlußbereich zur Radantriebswelle über ein Zwischenlager geführt ist, das in Bezug auf in der Lagerebene wirkende Kräfte elastisch abgestützt ist, dadurch gekennzeichnet, daß die elastische Abstützung (20) in zueinander senkrechten Richtungen unterschiedliche Steifigkeiten aufweist.
2. Antriebswellenanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die elastische Abstützung (20) durch einen dem Lagerumfang zugeordneten Mantel aus elastischen Material gebildet ist, der über den Umfang unterschiedliche Nachgiebigkeiten aufweist.
3. Antriebswellenanordnung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Mantel (21) das Lager vollflächig umschließt.
4. Antriebswellenanordnung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Mantel (23) segmentiert um das Lager angeordnet ist.
5. Antriebswellenanordnung nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Mantel (23) über seinen Umfang unterschiedliche Materialquerschnitte aufweist.
6. Antriebswellenanordnung nach einem der Ansprüche 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Mantel (23) über seinen Umfang unterschiedliche Materialsteifigkeiten aufweist.
7. Antriebswellenanordnung nach einem der Ansprüche 3 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Mantel (23) in seinen mit Material belegten Bereichen Aussparungen (22) aufweist.
8. Antriebswellenanordnung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Mantel (23) in die Aussparungen eingesetzte Füllkörper (Dämpfungselemente 29) aus Materialien höherer Steifigkeit aufweist.
9. Antriebswellenanordnung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Füllkörper (Dämpfungselemente 29) aus hartelastischen Material bestehen.
10. Antriebswellenanordnung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Füllkörper (Dämpfungselemente 29) aus starrem Material bestehen.
11. Antriebswellenanordnung nach einem der Ansprüche 3 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Füllkörper (Dämpfungselemente 29) radial schmäler sind als

der Mantel.

12. Antriebswellenanordnung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß den Verformungsweg des Mantels (38) begrenzende Anschläge (40) vorgesehen sind. 5

13. Antriebswellenanordnung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Anschläge (40) durch radial nach innen ragende Vorsprünge des den Mantel (38) aufnehmenden Gehäuses (18) gebildet sind.

14. Antriebswellenanordnung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Anschläge durch starre, vom Mantel gehaltene Anschlagkörper gebildet sind. 10

15. Antriebswellenanordnung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Füllkörper (Dämpfungselemente 29) und/oder Anschlagkörper hülsenartig ausgebildet sind, bei in Richtung der Lagerachse sich erstreckender Achse. 15

16. Antriebswellenanordnung nach einem der Ansprüche 12 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Anschlagkörper steif, insbesondere hartelastisch ausgebildet sind. 20

17. Antriebswellenanordnung nach einem der Ansprüche 12 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Anschlagkörper starr ausgebildet sind. 25

18. Antriebswellenanordnung nach einem der Ansprüche 16 oder 17 dadurch gekennzeichnet, daß die Anschlagkörper durch metallische Hülsen gebildet sind.

19. Antriebswellenanordnung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Mantel (45) bereichsweise durch einen in Umlaufrichtung verlaufenden Schlitz (46) in einen radial inneren und einen radial äußeren Mantelbereich (47, 48) unterteilt ist. 30

20. Antriebswellenanordnung nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß der Mantel in zumindest zwei in Umfangsrichtung gegeneinander versetzten Bereichen über jeweils einen in Umfangsrichtung verlaufenden Schlitz in einen radial inneren und einen radial äußeren Bereich unterteilt ist. 35

21. Antriebswellenanordnung nach Anspruch 19 oder 20, dadurch gekennzeichnet, daß sich die geschlitzten Mantelbereiche in Umfangsrichtung überlappen.

22. Antriebswellenanordnung nach einem der Ansprüche 19 bis 21, dadurch gekennzeichnet, daß der geschlitzte Mantelbereich eine Weichelastomerschicht aufnimmt, deren Elastizität größer ist als die Elastizität des Materials des Mantels. 45

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

50

55

60

65

- Leerseite -

STAND DER TECHNIK

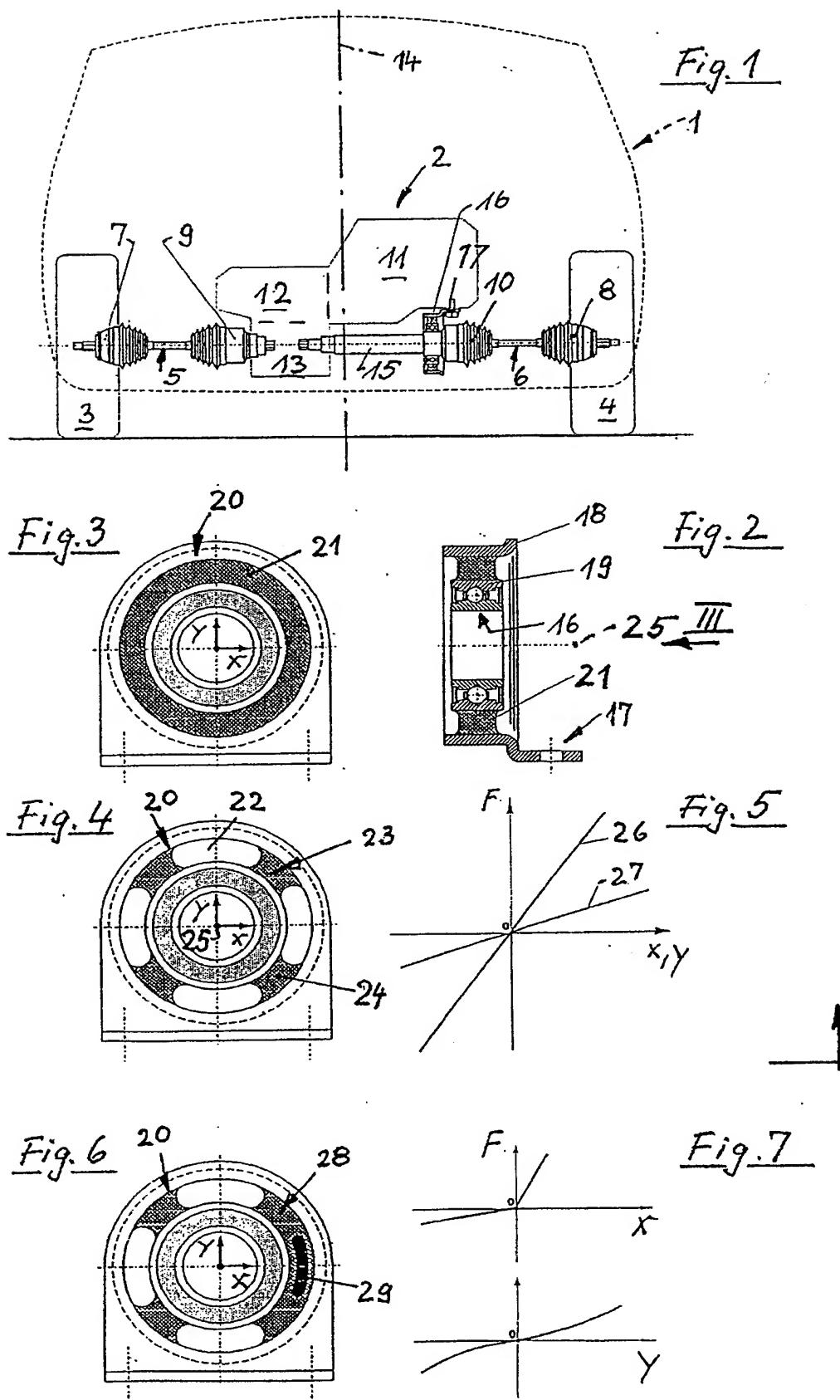
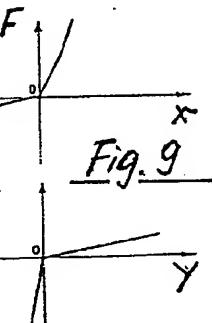
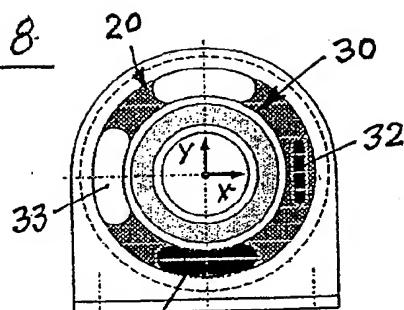
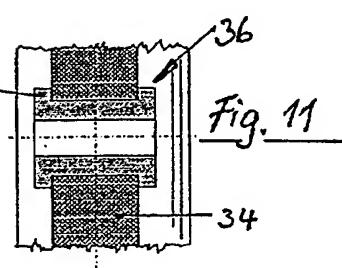
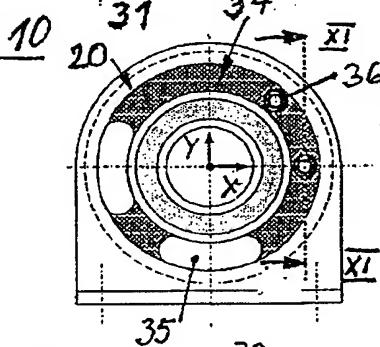
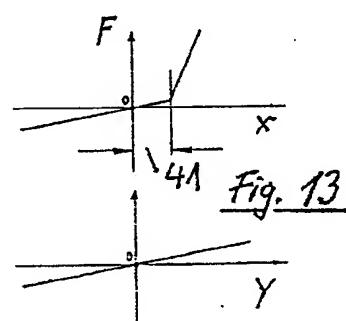
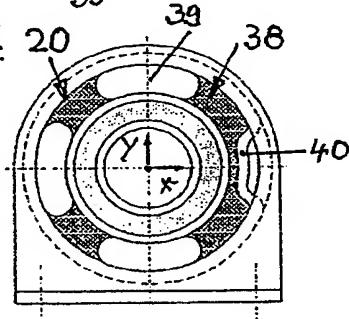
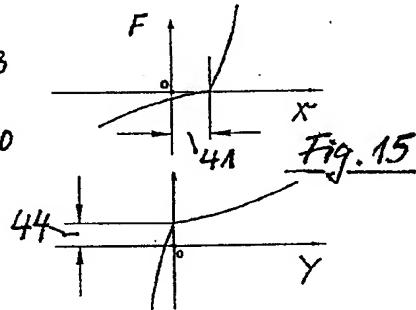
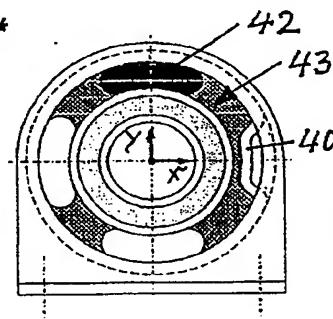
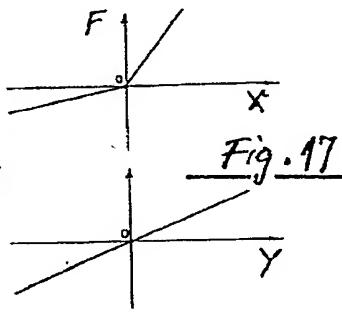
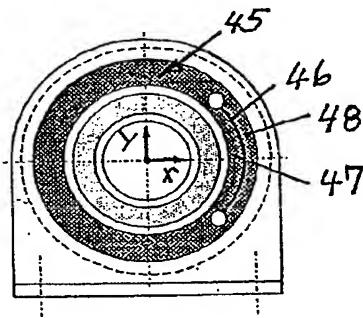


Fig. 8.Fig. 9Fig. 10.Fig. 11Fig. 12.Fig. 13Fig. 14.Fig. 15Fig. 16.Fig. 17